

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Shoji MORITA

Title: OIL PUMP

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 02/10/2004

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2003-036907 filed 02/14/2003.

Respectfully submitted,

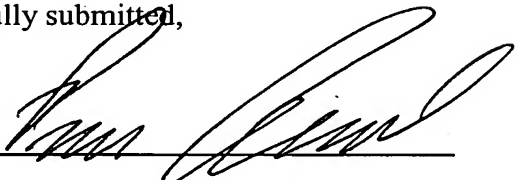
Date February 10, 2004

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

By


Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888



日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 2 月 1 4 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 0 3 6 9 0 7
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 0 3 6 9 0 7]

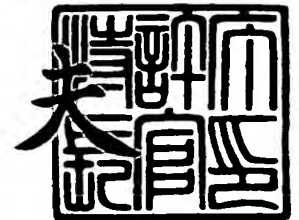
出 願 人 株式会社日立ユニシアオートモティブ
Applicant(s):



2 0 0 3 年 1 2 月 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康



【書類名】 特許願

【整理番号】 A02-00349

【提出日】 平成15年 2月14日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F04C 15/04

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社日立ユニシアオートモティブ内

 【氏名】 盛田 正二

【特許出願人】

 【識別番号】 000167406

 【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地

 【氏名又は名称】 株式会社日立ユニシアオートモティブ

 【代表者】 久野 勝邦

【代理人】

 【識別番号】 100062199

 【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
 国特許事務所

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 志賀 富士弥

 【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

 【識別番号】 100096459

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 橋本 剛

【選任した代理人】

 【識別番号】 100086232

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 オイルポンプ

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 円周方向に沿って配置された複数のポンプ室が駆動軸の回転に伴って回転し、このポンプ室の容積が一定角度領域で漸増し、残余の一定角度領域で漸減するオイルポンプであって、

ポンプ室が最小容積位置から最大容積位置に移行する拡大領域に開口形成された吸入ポートと、

ポンプ室が最大容積位置から最小容積位置に移行する縮小領域のうちの、最小容積位置側に偏寄した位置に開口形成された吐出ポートと、

縮小領域側の吸入ポートと吐出ポートの間の区間に位置され、複数のポンプ室に跨る固定壁部を成すと共に、ポンプ室を通しての吸入ポートと吐出ポートの連通を阻止するシールランド部と、

このシールランド部に臨む複数のポンプ室のうちの、前記吸入ポートと吐出ポートに開口しないものを相互に導通する導通部と、

この導通部とポンプ室の間に設けられた絞り部と、

前記導通部と吐出ポートを接続するバイパス通路と、

このバイパス通路に介装されて前記導通部の圧力が設定圧以上に高まったときにバイパス通路を開口するリリーフ弁と、
を備えたことを特徴とするオイルポンプ。

【請求項 2】 前記リリーフ弁の開弁圧を、吐出ポートの圧力とほぼ同じに設定したことを特徴とする請求項 1 に記載のオイルポンプ。

【請求項 3】 前記リリーフ弁は、一端に前記導通部のオイルが導入されてその圧力が作用すると共に、他端に吐出ポートの圧力よりも低い一定低圧が作用するスプールと、このスプールの他端側からスプールの一端側に向けて付勢力を作用させる付勢手段と、スプール収容孔の周壁に形成され、吐出ポート側に連通する排出ポートと、を備え、スプールが導通部の圧力に応動して排出ポートを開閉する構成とされていることを特徴とする請求項 2 に記載のオイルポンプ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この出願の発明は、円周方向に沿って配置された複数のポンプ室が駆動軸の回転に伴って回転し、そのときに各ポンプ室の容積が一定角度領域で漸増し、残余の一定角度領域で漸減するトロコイドポンプ等のオイルポンプに関する。

【0002】

【従来の技術】

オイルポンプにおいては、吸入抵抗が大きくなると吸入段階でキャビテーションが発生することが知られている。このため、オイルポンプは、通常、吸入側に流量を制限する絞りを設ける代わりに吐出側に流量制御弁を設け、余剰分のオイルを流量制御弁から吸入側に戻すようにしている。

【0003】

しかし、このようなポンプのシステムにおいては、一旦加圧したオイルの一部を何等仕事をさせずに吸入側に戻すことになるため、ポンプの動力ロスが大きいことが問題となる。このため、吐出側からのオイルの戻し流量を減らすための対策として、吸入側で流量を制限し、キャビテーションが発生した場合には、そのキャビテーションによる気泡を緩やかに潰すことでキャビテーションによる異音発生等の不具合を無くすことが検討されている。

【0004】

上記の問題を解決し得るオイルポンプとして、以下のようなものが案出されている（例えば、特許文献1参照。）。

【0005】

このオイルポンプは、一定角度領域でポンプ室の容積が漸増し、残余の一定角度領域で容積が漸増するトロコイド形のオイルポンプであり、吸入ポートは、ポンプ室が最大容積位置から最小容積位置に移行する拡大領域のほぼ全域に亘って開口形成され、吐出ポートは、ポンプ室が最小容積位置から最大容積位置に移行する縮小領域のうちの、最小容積位置側に偏寄した位置に開口形成されている。そして、ケーシングの壁部のうちの、縮小領域側の吸入ポートと吐出ポートの間の区間には、ポンプ室を通しての吸入ポートと吐出ポートの連通を阻止するシー

ルランド部が設けられ、そのシールランド部に逆止弁が設けられている。この逆止弁はシールランド部に臨む複数のポンプ室と吐出ポートを連通するバイパス通路を開閉するものであり、その弁体は板状に形成されている。弁体の一方の側面には複数のポンプ室が臨み、弁体の他方の側面側は付勢手段であるスプリングによって付勢されると共に、バイパス通路を通して吐出ポートの圧力が作用するようになっている。

【0006】

したがって、このオイルポンプにおいては、高速運転時等に吸入領域でキャビテーションが生じると、逆止弁がバイパス通路を閉じたままシールランド部でポンプ室の容積が徐々に縮小され、その結果、キャビテーションによる気泡が緩やかに潰される。また、低速運転時のようにキャビテーションが発生しない場合には、シールランド部に臨むポンプ室が急激に高圧になるが、このときには逆止弁がバイパス通路を開くことによってシールランド部におけるポンプ室の過剰な圧力上昇を抑制する。

【0007】

また、従来、これとほぼ同様の機能をもった別のオイルポンプも案出されている（例えば、特許文献2参照。）。

【0008】

このオイルポンプは、やはり同様のトロコイド形のオイルポンプであるが、シールランド部に複数のポンプ室に跨る一つの逆止弁を設ける代わりに、ロータ側の各ポンプ室に臨む壁に逆止弁が夫々一つずつ設けられ、低速運転時等にシールランド部に臨むポンプ室の圧力が設定圧以上に上昇すると、各ポンプ室の逆止弁が個別に通路を開き、このときポンプ室内の圧力が吐出ポート側に逃がされるようになっている。

【0009】

【特許文献1】

特許第3074047号公報

【0010】

【特許文献2】

特許第 2638282 号公報

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

前者の従来技術の場合、逆止弁の弁体部分が、複数のポンプ室に跨りかつ各ポンプ室の側壁の一部を成すように形成されているため、逆止弁が閉じている間は各ポンプ室が完全に独立して容積収縮を行い、逆止弁が開くと、その時点で複数のポンプ室が同時に吐出ポート側に連通する。しかし、逆止弁が開き始めるのはすべてのポンプ室の気泡が完全に潰された時点とは限らず、逆止弁の弁体に臨む一つのポンプ室の気泡が完全に潰された時点で逆止弁が部分的に開き始めることがある。この場合、キャビテーションの気泡が残っている他のポンプ室に対して吐出ポートの高圧が急激に流入し、他のポンプ室内の気泡が急激に潰されてしまう。したがって、前者の従来技術においては、このような場合にキャビテーションの発生に伴う不具合を十分に低減することができない。

【0012】

また、後者の従来技術の場合、各ポンプ室が個別に逆止弁を持つためにこのような問題は生じないが、ロータの壁部に各ポンプ室に対応するように逆止弁と通路を設けなければならないため、構造が複雑で製造が難しいうえ、安定した作動を得られにくいことが問題となる。

【0013】

そこでこの出願の発明は、構造を複雑にすることなく、キャビテーションの発生に伴う異音発生等の不具合を低減することのできるオイルポンプを提供しようとするものである。

【0014】

【課題を解決するための手段】

上述した課題を解決するための手段として、この出願の発明は、ポンプ室が最小容積位置から最大容積位置に移行する拡大領域に開口形成された吸入ポートと、ポンプ室が最大容積位置から最小容積位置に移行する縮小領域のうちの、最小容積位置側に偏寄した位置に開口形成された吐出ポートと、縮小領域側の吸入ポートと吐出ポートの間の区間に位置され、複数のポンプ室に跨る固定壁部を成す

と共に、ポンプ室を通しての吸入ポートと吐出ポートの連通を阻止するシールランド部と、このシールランド部に臨む複数のポンプ室のうちの、前記吸入ポートと吐出ポートに開口しないものを相互に導通する導通部と、この導通部とポンプ室の間に設けられた絞り部と、前記導通部と吐出ポートを接続するバイパス通路と、このバイパス通路に介装されて前記導通部の圧力が設定圧以上に高まったときにバイパス通路を開口するリリーフ弁と、を備えた構成とした。

【0015】

この発明の場合、吸入段階でポンプ室内のオイルにキャビテーションが発生し、その状態でポンプ室がシールランド部まで変位すると、ポンプ室が吐出ポートに開口するまでの間にその内部の圧力が徐々に高められ、ポンプ室内のキャビテーションによる気泡が緩やかに潰される。尚、シールランド部に臨む複数のポンプ室は相互に完全に独立しているのではなく導通部を通して連通しているが、導通部とポンプ室の間には絞りが設けられているため、隣接するポンプ室間には圧力差が生じ、各ポンプ室はその変位に応じて確実に圧力が高まる。また、シールランド部に臨む一つのポンプ室の内部の気泡が完全に潰されると、そのポンプ室の圧力は急増しようとするが、そのポンプ室の圧力は導通部を介して他のポンプ室に作用し、他のポンプ室内の気泡を潰すように働く。したがって、他のポンプ室内の気泡がほぼ完全に潰されるまで導通部の圧力は急増することがなく、リリーフ弁はバイパス通路を閉じた状態に維持される。

【0016】

一方、吸入段階でキャビテーションが殆ど発生しないときには、ポンプ室はシールランド部での容積の縮小によって圧力が急増し、導通部の圧力が設定圧力以上になったところでリリーフ弁がバイパス通路を開く。これにより、ポンプ室のオイルの一部が導通部から吐出ポートに吐出され、ポンプ室の過剰な圧力上昇が防止される。

【0017】

よって、この出願の発明によれば、極めて簡単な構造でありながら、キャビテーションの気泡が急激に潰されることによる異音の発生等の不具合をより確実に無くすることができる。

【0018】

ここで、前記リリーフ弁の開弁圧は、吐出ポートの圧力とほぼ同じに設定することが望ましい。この場合、リリーフ弁が開弁するまでに導通部の圧力が十分に高まるため、シールランド部にあるポンプ室や導通路のオイル中の気泡が十分に潰されてからオイルを吐出ポート側に流すことが可能となる。

【0019】

また、前記リリーフ弁は、一端に前記導通部のオイルが導入されてその圧力が作用すると共に、他端に吐出ポートの圧力よりも低い一定低圧が作用するスプールと、このスプールの他端側からスプールの一端側に向けて付勢力を作用させる付勢手段と、スプール収容孔の周壁に形成され、吐出ポート側に連通する排出ポートと、を備え、スプールが導通部の圧力に応動して排出ポートを開閉する構成とするようにしても良い。この場合、リリーフ弁の開弁圧を吐出ポートの圧力とほぼ同じに抑え、動力損失をより少なくすることができる。即ち、スプールの他端側に吐出ポートの圧力を作用させた場合には、リリーフ弁の開弁圧が必ず吐出ポートの圧力よりも大きくなるが、この発明においては、スプール弁の他端側に吐出ポートよりも低い圧力を作用させるようにしたため、リリーフ弁の開弁圧を十分に低く抑えることが可能となる。

【0020】

【発明の実施の形態】

次に、この出願の発明の一実施形態を図面に基づいて説明する。

【0021】

この実施形態のオイルポンプは、車両のエンジンによって回転駆動されるものであり、全体はトロコイド形のポンプの構成とされている。

【0022】

1は、円形状の凹部2が形成されたブロック状のハウジング本体であり、3は、前記凹部2内に回転可能にガイドされて収容された円環状の外ロータ、4は、外ロータ3内に配置され、図外の駆動軸によって回転駆動される内ロータである。尚、ハウジング本体1の前面には凹部2を閉塞するカバーが取り付けられているが、そのカバーは図中省略してある。

【0023】

外ロータ 3 の内周と内ロータ 4 の外周には夫々トロコイド曲線からなる内歯 5 と外歯 6 が複数形成されており、内ロータ 4 の外歯 6 の歯数は、外ロータ 3 の内歯 5 の歯数よりも一つ分少なく設定されている。内ロータ 4 の回転中心は凹部 2 の円中心に対して設定量偏心しており、内ロータ 4 と外ロータ 3 は相互に偏心した状態で噛合している。ただし、外歯 6 の歯数は内歯 5 の歯数よりも一つ分少ないため、外歯 6 と内歯 5 は円周方向の複数の接触点で接触し、隣接する接触点間に空間部が形成されている。

【0024】

また、両ロータ 3, 4 の両側部は、凹部 2 の底面とカバーに摺動自在に接触しており、接触点間の前記各空間部はこの凹部 2 の底面とカバーによって閉塞され、内ロータ 4 の回転に伴って容積を増減変化させるポンプ室 7 とされている。このポンプ室 7 は、内ロータ 4 と外ロータ 3 の噛合いが最も深い位置の付近で最小容積となり、それと対角位置付近で最大容積となる。尚、図 1 中、最大容積位置（内ロータ 4 の回転中心を中心とする角度位置）を Q_{\max} で示し、最小容積位置（角度位置）を Q_{\min} で示している。

【0025】

ハウジング本体 1 の凹部 2 のうちの、ポンプ室 7 が最小容積位置 Q_{\min} から最大容積位置 Q_{\max} に移行する拡大領域には、吸入通路 8 に導通する吸入ポート 9 が開口形成され、ポンプ室 7 が最大容積位置 Q_{\max} から最小容積位置 Q_{\min} に移行する縮小領域のうちの、最小容積位置 Q_{\min} 側に偏寄した位置には、吐出通路 10 に導通する吐出ポート 11 が開口形成されている。これらのポート 9, 11 は、図 1, 図 3 に示すように、平面視が略円弧状の溝によって形成されている。

【0026】

また、凹部 2 の底面のうちの、縮小領域側の吸入ポート 9 と吐出ポート 11 の間の区間は、複数のポンプ室 7 に跨る固定壁部を成し、かつポンプ室 7 を通しての吸入ポート 9 と吐出ポート 11 の連通を阻止するシールランド部 12 とされている。そして、このシールランド部 12 には、平面視が略円弧状の導通溝 13（この出願の発明における導通部）が形成され、この導通溝 13 を通してシールラ

ンド部 12 に臨む複数のポンプ室 7 を相互に導通させるようになっている。ただし、吸入ポート 9 と導通溝 13、導通溝 13 と吐出ポート 11 の各間の幅は、これらの部位を横切るポンプ室 7 の一つ分の幅とほぼ同じ幅に設定され（図 5 a、図 5 b 参照。）、吸入ポート 9 と吐出ポート 11 が複数のポンプ室 7 と導通溝 13 を通して相互に連通しないようになっている。

【0027】

ここで、各ポンプ室 7 の回転方向前後の端部は接触点に向かって次第に窄まるように窄まり形状部 7 a となっているが、導通溝 13 の端部側で同溝 13 に開口するポンプ室 7 は、その窄まり形状部 7 a（絞り）によって導通溝 13 との連通部を絞られている。したがって、導通溝 13 に連通する隣接するポンプ室 7 には、窄まり形状部 7 a による絞り効果によって差圧が生じる。

【0028】

また、導通溝 13 と吐出ポート 11 はハウジング本体 1 に形成されたバイパス通路 14 によって接続されており、そのバイパス通路 14 には、導通溝 13 の圧力が設定圧以上に高まったときにのみ通路 14 を開口するリリーフ弁 15 が介装されている。この実施形態の場合、リリーフ弁 15 の開弁圧は吐出ポート 11 の圧力とほぼ同じ、若しくは若干低く設定されている。

【0029】

このリリーフ弁 15 は、導通溝 13 の円弧形状の略中央位置に開口するようにハウジング本体 1 に形成されたスプール収容穴 16 と、このスプール収容穴 16 に摺動自在に収容されたスプール 17 と、このスプール 17 とスプール収容穴 16 の底部との間に介装されてスプール 17 を導通溝 13 方向に付勢するコイルスプリング 18（付勢手段）と、スプール収容穴 16 の周壁に形成され、吐出ポート 11 側に連通する排出ポート 19 と、を備えている。スプール 17 は、その一端に導通溝 13 のオイルが導入されてその圧力が作用し、他端には大気圧とコイルスプリング 18 の荷重が作用するようになっている。そして、スプール 17 は導通溝 13 の圧力に応動し、導通溝 13 の圧力が設定圧以上に上昇したときに、排出ポート 19 を導通溝 13 側に開口するようになっている。

【0030】

スプール収容穴 16 の底部は調整ねじ 20 によって閉塞され、この調整ねじ 20 がリリーフ弁 15 の開弁圧を外部から調整するための調整機構を構成している。即ち、調整ねじ 20 の先端部には凹状のスプリング支持部 20 a が設けられており、この支持部 20 a の軸方向位置が外部からのねじ操作によって自由に調整できるようになっている。尚、20 b は、スプール収容穴 16 の底部を大気に通させるために調整ねじ 20 に形成された大気導入孔である。

【0031】

尚、このオイルポンプの場合、吐出通路 10 側に流量制御弁を設ける代わりに、吸入通路 8 に吸入流量を制限するための絞り 21（図 1 参照。）が設けられている。

【0032】

このオイルポンプは以上のような構成であるため、内ロータ 4 が駆動軸と共に回転すると、それに伴って外ロータ 3 が内ロータ 4 との接触点を連続的にずらしつつ追従回転し、このとき、ポンプ室 7 が拡大領域で容積を漸増させると共に、縮小領域で容積を漸減させる。

【0033】

このオイルポンプにおいては、吸入通路 8 が絞り 21 によって絞られているため、内ロータ 4 の回転速度が速い場合には、吸入ポート 9 でのオイル吸入時にポンプ室 7 内のオイルにキャビテーションが発生する。そして、吸入ポート 9 で気泡を含むオイルを充填されたポンプ室 7 は次にシールランド部 12 に移行し、図 5（A）に示すように $\alpha 1$, $\theta 1$ の区間で一旦吸入ポート 9 と導通溝 13 のいずれにも連通しない状態を作り出した後、図 5（B）に示すように前端部側の窄まり形状部 7 a から導通溝 13 に開口し、最小容積位置 Q_{\min} に向かって容積を漸減させていく。このとき、ポンプ室 7 は導通溝 13 を通過した後に、図 5（B）に示すように導通溝 13 と吐出ポート 11 のいずれにも連通しない状態を作り出し、その後に吐出ポート 11 に開口する。

【0034】

ここで、ポンプ室 7 が最大容積位置 Q_{\max} から吐出ポート 11 に向かうまでの間、導通溝 13 には、2 つ若しくは 3 つのポンプ室 7 が同時に開口し、このとき

開口したポンプ室 7 が相互に導通する。しかし、導通溝 13 の端部付近で同溝 13 に部分的に開口するポンプ室 7 は、導通溝 13 との間に窄まり形状部 7a による絞り作用が働くため、隣接するポンプ室 7 相互間には圧力差ができる。このため、各ポンプ室 7 は導通溝 13 を通過するまでの間、ほぼ連続して圧縮を行うことができ、各ポンプ室 7 内に存在するキャビテーションによる気泡はこの間にゆっくりと潰される。

【0035】

したがって、このオイルポンプの場合、キャビテーションによる気泡が急激に潰されることによる異音発生等の不具合は生じない。また、吐出ポート 9 には気泡を含まないオイルを吐出することができる。

【0036】

一方、内ロータ 4 の回転速度が遅い場合には、吸入段階でキャビテーションが殆ど発生しないため、ポンプ室 7 がシールランド部 12 で容積を縮小し始めると、各ポンプ室 7 の圧力が急激に上昇し、導通溝 13 の圧力が設定圧以上に高まる。すると、このときリリーフ弁 15 が排出ポート 19 を開き、導通溝 13 のオイルの一部をバイパス通路 14 を通して吐出ポート 11 側へと逃す。したがって、これによりポンプ室 7 内の圧力が過剰に上昇する不具合は生じなくなる。

【0037】

また、吸入段階でキャビテーションが発生したときにおいて、導通溝 13 に連通する一部のポンプ室 7 の気泡が他のポンプ室 7 よりも先に完全に潰されることがあるが、この場合には、気泡を完全に潰されて急増した圧力が導通溝 13 を通して他のポンプ室 7 内の気泡を潰すように働き、導通溝 13 に連通するすべてのポンプ室 7 の気泡がほぼ完全に潰されたところで導通溝 13 の圧力が急増する。そして、導通溝 13 の圧力が設定圧以上に高まるとリリーフ弁 15 がバイパス通路 14 を開き、この時点で導通溝 13 のオイルが吐出ポート 11 側へと逃される。

【0038】

したがって、このオイルポンプの場合、一部のポンプ室 7 の気泡が完全に潰された時点でバイパス通路 14 が即時に開くことがないため、他のポンプ室 7 に残

存する気泡が吐出ポート 11 側の圧力によって急激に潰される不具合は生じない。

【0039】

また、この実施形態のオイルポンプの場合、リリーフ弁 15 の開弁圧が大気圧以上で、かつ、吐出ポート 11 の圧力とほぼ同じ、若しくは、それよりも若干小さく設定されているため、リリーフ弁 15 が開弁するまでに導通溝 13 の圧力が十分に高まり、その結果、導通溝 13 からバイパス通路 14 に排出されるオイル中の気泡を確実に潰すことが可能となっている。

【0040】

さらに、このオイルポンプは、リリーフ弁 15 のスプール 17 の他端に一定低圧である大気圧とコイルスプリング 18 の荷重を作用させるようにしているため、リリーフ弁 15 の開弁圧を十分に低くすることができる。図 6 (C) はキャビテーションによる気泡が無くなり、リリーフ弁 15 が開弁し始めるときのポンプ室 7 の圧力特性を示すものであるが、このオイルポンプにおいては、ほぼコイルスプリング 18 のセット荷重の設定のみによってこの特性図の実線のような特性を得ることができる。尚、同特性図の破線は、スプール 17 の他端に吐出ポート 11 の圧力とコイルスプリング 18 の荷重を作用させた比較例の特性を示し、この場合、開弁圧が吐出圧よりも必要以上に大きくなってしまう。

【0041】

また、図 6 (D) は、吸入段階でキャビテーションが発生する条件下でのポンプ室 7 の圧力特性を示すものであるが、この特性図では、ポンプ室 7 が吐出ポート 11 に開口する瞬間 ($\theta 3$ の区間の終端部に達したとき) に、ポンプ室 7 の圧力が吐出ポート 11 の圧力と同圧になっている。この状態は、ポンプ室 7 が吐出ポート 11 に開口する直前に気泡が完全に消滅することを意味するが、駆動軸が最大回転速度のときにこのような特性となるようにシールランド部 12 の角度範囲等を設定すれば、気泡が大量が発生する高速運転時にも十分に時間をかけて緩やかに気泡を潰すことができる。

【0042】

また、この実施形態のオイルポンプの吐出流量特性は図 7 に示すようになる。

このオイルポンプの場合、オイルの吸入流量が絞り 21 によって制限を受けない低速回転領域ではキャビテーションによる気泡が発生しないために、吐出流量がポンプ回転速度に比例して増大するが、ポンプ回転速度がある速度を越えると、吸入通路 8 の絞り 21 の作用によってキャビテーションが発生し、それによって吐出流量の増大が制限される。したがって、このオイルポンプにおいては、流量制御にあたって一旦加圧したオイルを吸入側に戻す必要がないため、ポンプの動力ロスを非常に小さくすることができる。

【0043】

尚、この出願の発明は以上で説明したものに限るものでなく、例えば、上記の実施形態はトロコイド形のオイルポンプについて説明したが、トロコイド形に代えてベーン形を採用することも可能である。

【0044】

次に、上記の実施形態から把握し得る請求項に記載以外の発明について、以下にその作用効果と共に記載する。

【0045】

(イ) 駆動軸が最大回転速度で回転しているときに、ポンプ室内で発生したキャビテーションによる気泡が、ポンプ室が吐出ポートに開口する直前にほぼ消失するように前記シールランド部の角度範囲を設定したことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載のオイルポンプ。

【0046】

この場合、駆動軸が最大回転速度で回転しているときにも、ポンプ室内の気泡を十分に時間をかけて潰し、異音等の発生を確実に防止することができる。

【0047】

(ロ) 前記吸入ポートの上流側通路に、駆動軸の回転速度に応じてポンプ室内にキャビテーションを生じさせる絞りを設け、その絞りの設定によって駆動軸の回転速度と吐出流量の関係に偏曲点を持たせたことを特徴とする請求項 1～3、前記 (イ) のいずれかに記載のオイルポンプ。

【0048】

この場合、吸入側の流量を絞りによって制限することで吐出流量を制御するこ

とができるため、流量制御のために一旦加圧した吐出オイルの一部を吸入側に戻す必要がなくなり、その結果、駆動源の動力ロスを大幅に削減することが可能となる。

【 0 0 4 9 】

(ハ) スプールの他端には大気圧を作用させることを特徴とする請求項 3 に記載のオイルポンプ。

【 0 0 5 0 】

この場合、リリーフ弁の開弁圧を付勢手段の力のみによって設定することができるため、開弁圧の設定を容易に、かつ正確に行うことが可能となる。

【 0 0 5 1 】

(ニ) 前記リリーフ弁の開弁圧を外部から調整可能な調整機構を設けたことを特徴とする請求項 3 または前記 (ハ) に記載のオイルポンプ。

【 0 0 5 2 】

この場合、ポンプの組付後にリリーフ弁の開弁圧を外部から調整することができるため、実際の適用部位に適した開弁圧調整を正確、かつ確実に行うことが可能となる。

【 0 0 5 3 】

(ホ) 前記調整機構は、付勢手段の支持部の軸方向位置を調整可能な構成とされていることを特徴とする前記 (ニ) に記載のオイルポンプ。

【 0 0 5 4 】

この場合、スプールの開弁圧を調整することが可能になると共に、付勢手段が作動を開始するセット荷重をも任意に調整することが可能になる。

【 0 0 5 5 】

(ヘ) 前記調整機構は、外部から回転操作可能なねじ機構によって構成されていることを特徴とする前記 (ホ) に記載のオイルポンプ。

【 0 0 5 6 】

この場合、極めて簡単な構造によって所望の機能を実現することができるため、装置のコスト削減を図ることができる。

【 0 0 5 7 】

(ト) 前記複数のポンプ室を、
駆動軸の回転に応じてポンプ室の容積を変化させる回転ポンプ要素と、
この回転ポンプ要素に摺接して複数のポンプ室の共通の壁部を成す非回転ポンプ要素と、によって構成し、
前記吸入ポート、吐出ポート、導通部を、前記非回転ポンプ要素のポンプ室側に臨む内面に溝として形成したことを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載のオイルポンプ。

【0058】

この場合、導通部を、吸入ポートや吐出ポートと共に溝によって構成したため、装置の通路構造を簡素化し、製造コストの削減を図ることができる。

【0059】

(チ) 吸入ポートと導通部間、及び、導通部と吐出ポート間の幅は、これらの部位を横切るポンプ室の一つ分の幅とほぼ同じ幅に設定したことを特徴とする前記(ト)に記載のオイルポンプ。

【0060】

この場合、導通部が吸入ポートや吐出ポートに連通する不具合を招くことなく、導通部の長さを充分にかせぐことができるため、ポンプ室内に発生したキャビテーションによる気泡を広い領域において緩やかに潰すことができる。

【0061】

(リ) 内ロータと外ロータがトロコイド曲面の歯面を持つトロコイド形のポンプによって構成されていることを特徴とする前記(ト)または(チ)に記載のオイルポンプ。

【0062】

この場合、各ポンプ室が円周方向の端部に向かって次第に収束する形状となるため、ポンプ室が導通部に開口し始めるときと、導通部に対するポンプ室の開口が終了しようとするときに、ポンプ室の端部が導通部に対する開口面積を緩やかに変化させる絞りとして機能する。したがって、導通部とポンプ室の間に別に絞りを設ける必要がなくなるうえ、導通部における圧力変動をより少なくすることができる。また、トロコイド形のポンプは、内ロータと外ロータの相対回転速度

が小さいため、歯面の摩耗を少なくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この出願の発明の一実施形態を示す正面図。

【図 2】

同実施形態を示す図 1 の A-A 線に沿う断面図。

【図 3】

同実施形態を示す図 1 の B-B 線に沿う断面図。

【図 4】

同実施形態の作動状態を示す図 2 に対応の断面図。

【図 5】

同実施形態におけるポンプ室の作動を示す要部の概略図。

【図 6】

同実施形態のポンプ室容積－ロータ回転角特性図（A）と、従来のオイルポンプの圧力－回転位置特性（B）、同実施形態のキャビテーションが発生しないときにおける圧力－回転位置特性（C）、同実施形態のキャビテーションが発生したときにおける圧力－回転位置特性（D）を併せて記載したグラフ。

【図 7】

同実施形態の吐出量－ポンプ回転数特性を示すグラフ。

【符号の説明】

7…ポンプ室

7 a…窄まり形状部（絞り）

9…吸入ポート

11…吐出ポート

12…シールランド部

13…導通溝（導通部）

14…バイパス通路

15…リリース弁

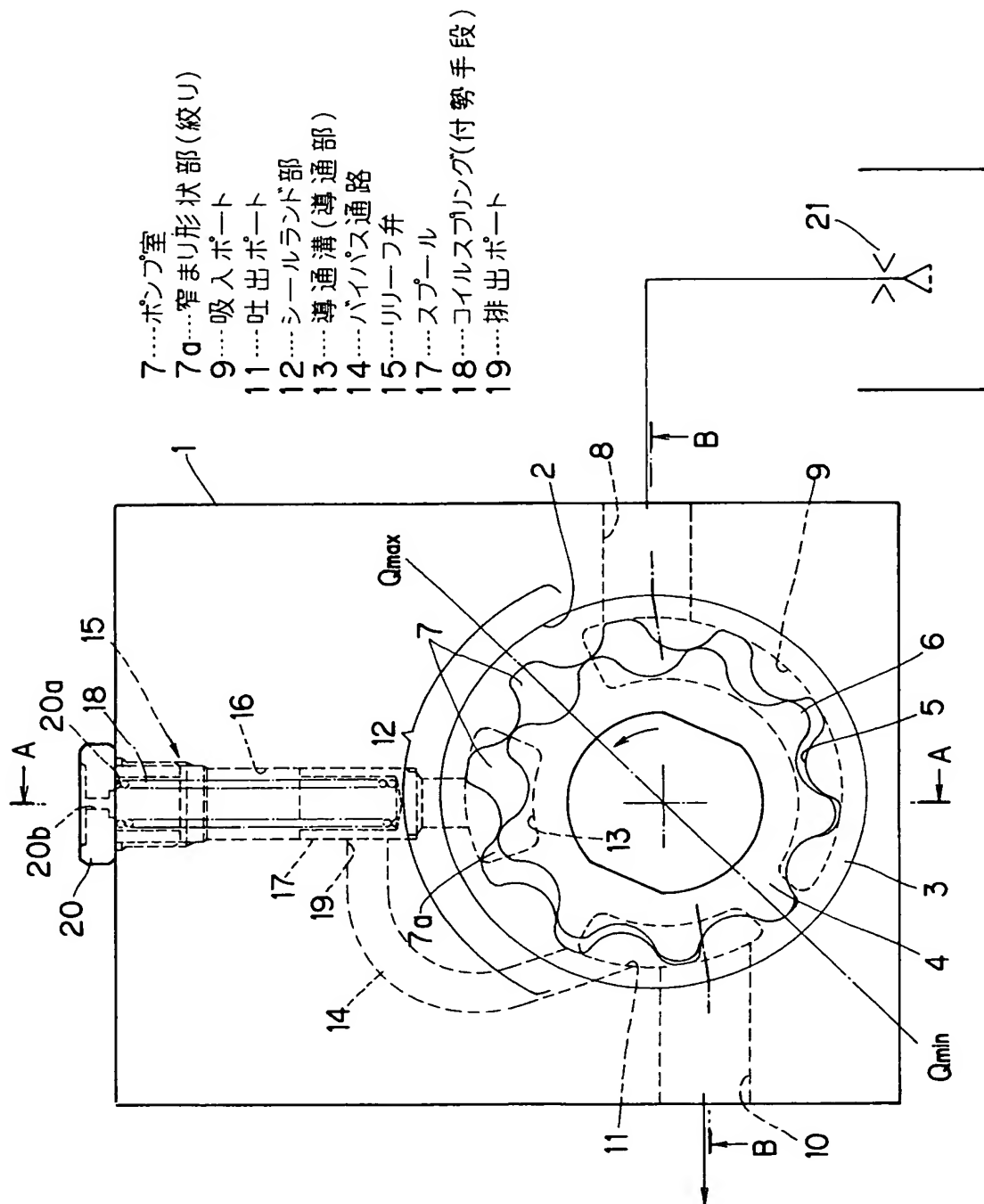
17…スプール

1 8 … コイルスプリング（付勢手段）

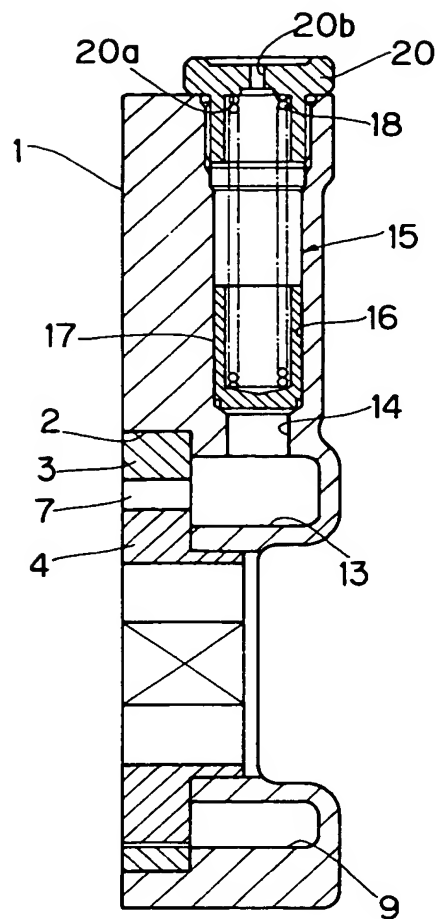
1 9 … 排出ポート

【書類名】 図面

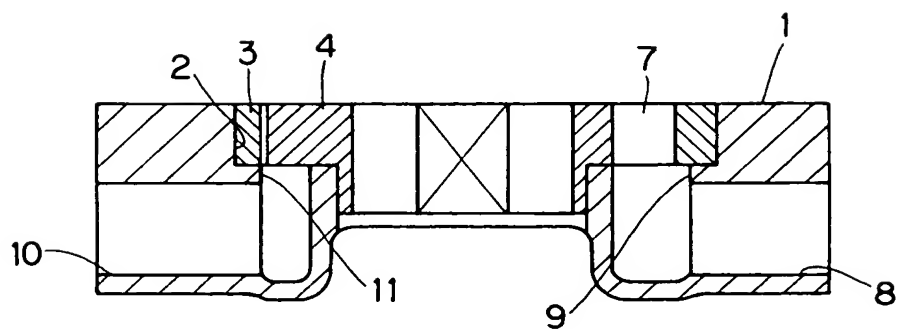
【図 1】



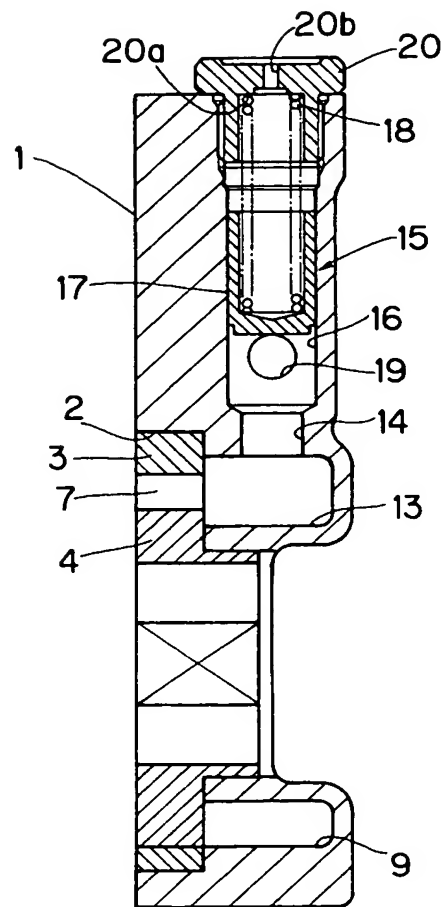
【図 2】



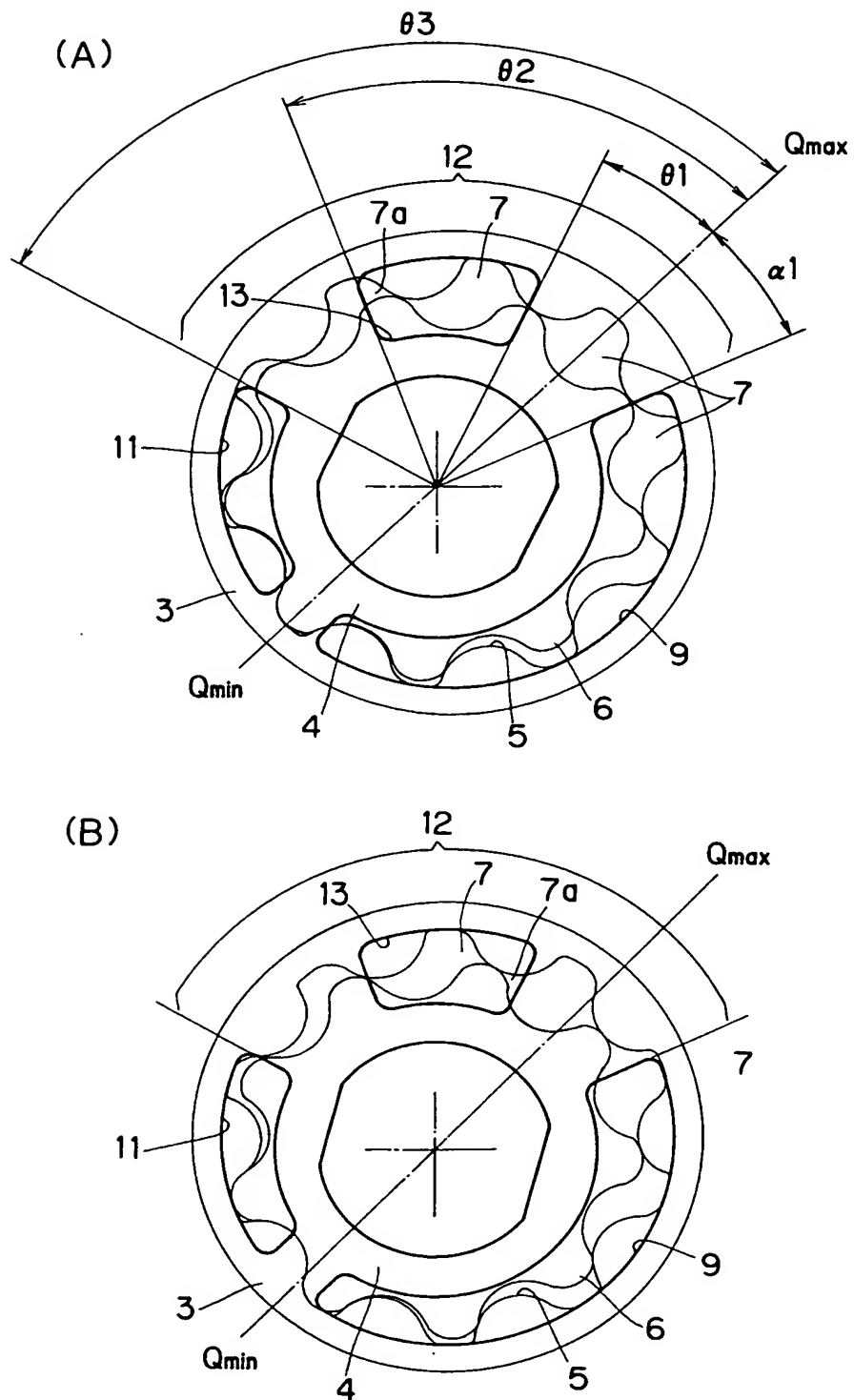
【図 3】



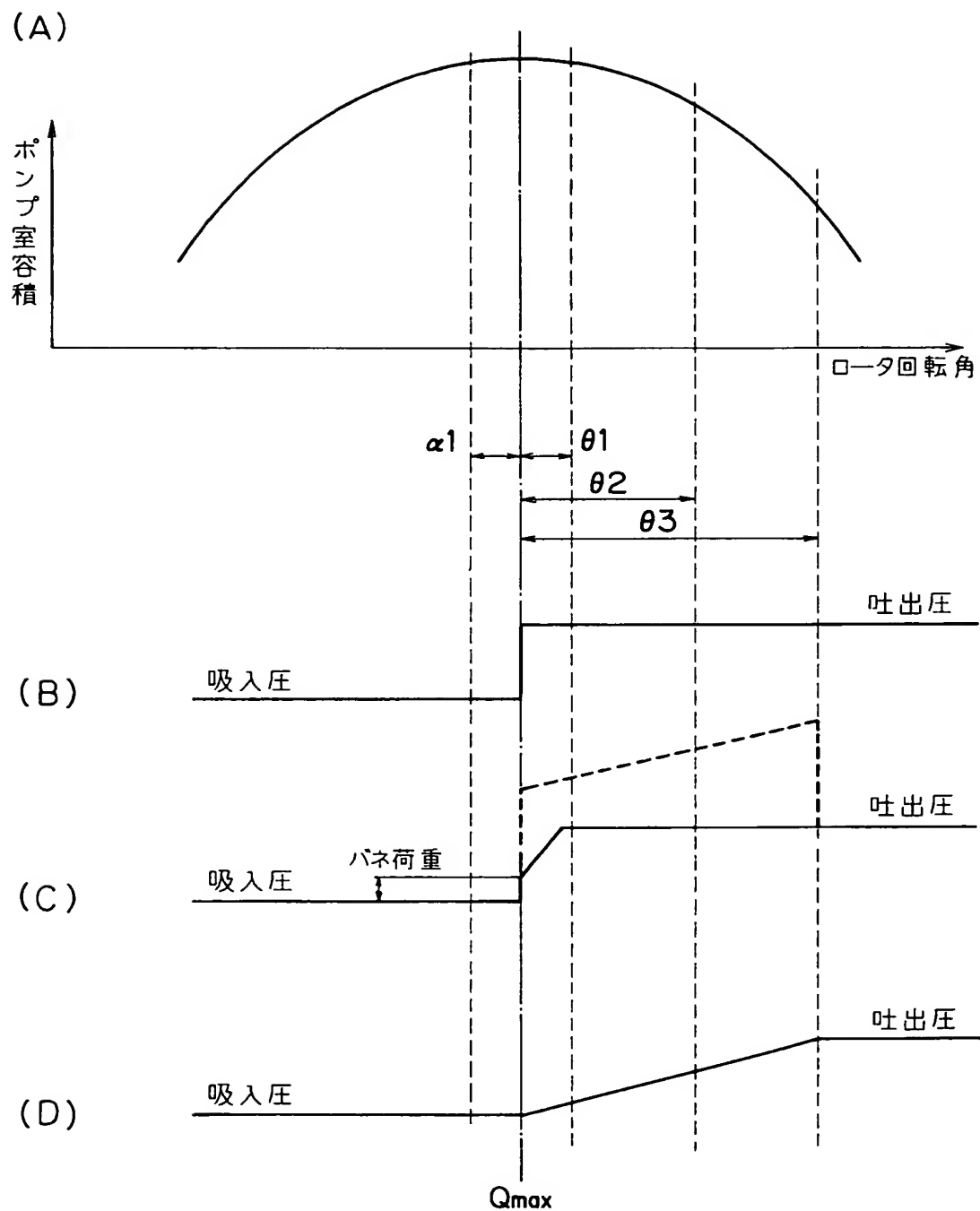
【図 4】



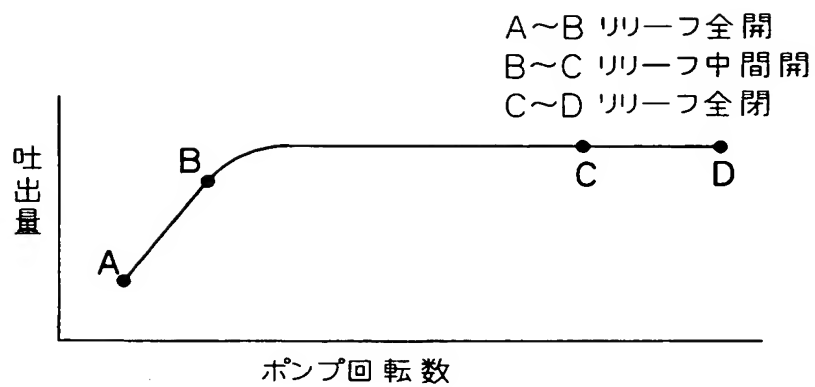
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 構造を複雑にすることなく、キャビテーションの発生に伴う異音発生等の不具合を低減する。

【解決手段】 ポンプ室 7 の容積が縮小する縮小領域のうちの、最小容積位置側に偏寄した位置に吐出ポート 9 を形成し、吸入ポート 9 と吐出ポート 11 の間の区間にシールランド部 12 を設ける。シールランド部 12 に複数のポンプ室 7 を導通する導通溝 13 を形成し、ポンプ室 7 の端部に絞りとして機能する窄まり形状部 7a を設ける。導通溝 13 と吐出ポート 9 を接続するバイパス通路 14 を設け、その通路 14 にリリーフ弁 15 を介装する。キャビテーション発生時にはシールランド部 12 でポンプ室 7 の容積が縮小することにより気泡がゆっくりと潰される。一部のポンプ室 7 の気泡が潰されてその室内の圧力が高まると、その圧力が導通溝 13 を通して他のポンプ室 7 の気泡を潰すように作用する。

【選択図】 図 1

特願 2003-036907

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000167406]

- | | |
|----------|-------------------|
| 1. 変更年月日 | 1993年 3月11日 |
| [変更理由] | 名称変更 |
| 住 所 | 神奈川県厚木市恩名1370番地 |
| 氏 名 | 株式会社ユニシアジェックス |
| | |
| 2. 変更年月日 | 2002年10月15日 |
| [変更理由] | 名称変更 |
| 住 所 | 神奈川県厚木市恩名1370番地 |
| 氏 名 | 株式会社日立ユニシアオートモティブ |